

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Jízdní kolo s pomocným pohonem Honda

Bicycle with an Auxiliary Engine Honda

Student:

Přemysl Zimčík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Přemysl Zimčík**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Jízdní kolo s pomocným motorem Honda
Bicycle with an Auxiliary Engine Honda**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh jízdního kola a s pomocným motorem dle zadaných podmínek. Zpracujte přehled vyráběných jízdních kol s pomocným pohonem, konstrukční návrh městského kola (se zaměřením na pomocný pohon) se základními výpočty, v přílohách výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

Zadané podmínky:

- motor pomocného pohonu HONDA GX35
- max. rychlost cca 25 km/hod
- nosnost kola cca 120 kg.

Seznam doporučené odborné literatury:

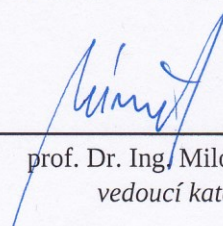
Honda Power Equipment. *Mini čtyřtátní motory Honda*. [online]. Dostupné z:
<http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/motory/mini-ctyrtakti/produkt/honda-gx-35.html>.
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-
Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
MORAVEC, Vladimír, HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-
Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN 80-248-0878-1.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

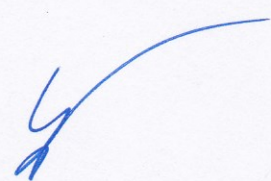
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

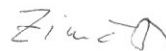



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2012



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20. 5. 2013



.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:
Adresa trvalého pobytu autora práce:

Přemysl Zimčík
Květnová 1400; 687 25 Hluk

Poděkování

Rád bych zde poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Danielovi Pištáčkovi, Ph.D. za jeho čas a odborné rady, které mi věnoval při řešení dané problematiky.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZIMČÍK, P. *Jízdní kolo s pomocným pohonem Honda : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, katedra částí a mechanismů strojů 2013, 51 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem jízdního kola s pomocným pohonem Honda pro městské použití, se zaměřením na pomocný pohon, které má dosáhnout stanovené rychlosti. V první části jsou srovnány, jízdní kola s pomocnými pohony na českém trhu. V druhé části pak provádím vlastní návrh pomocného pohonu pro kolo, které vychází z hnací síly, která je potřeba pro danou rychlost kola. Pro zadaný jednoválcový spalovací motor byla navržena dvoustupňová redukční převodovka a řetězový převod, který přenáší krouticí moment na hnací zadní kolo.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZIMČÍK, P. *Bicycle with an Auxiliary Engine Honda : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2013, 51p. Thesis head: Pišťáček, D..

This bachelor thesis deals with a design of bicycle with auxiliary drive Honda for urban use. It is focused on the auxiliary drive, that has to achieve the specified speed. In the first part are compared bicycles with auxiliary drive available on the Czech market. In the second part I perform my own design of auxiliary drive, that is based on a driving force, needed for the given speed of bicycle. For the specified single cylinder combustion engine was designed two-stage reduction gearbox and chain transmission, that transfers torque on rear drive wheel.

Obsah

1. Úvod.....	12
2. Motokola a elektrokola na českém trhu	13
3. Výpočet potřebné hnací síly	19
3.1 Odpory působící na kolo a jezdce	19
3.2 Výpočet hnací síly	19
4. Výpočet potřebného momentu na výstupu z převodovky	20
5. Návrh a výpočet převodovky	22
5.1 Zvolený spalovací motor	22
5.2 Výpočet převodového poměru převodovky	23
5.3 Návrh modulu ozubených kol	24
5.4 Návrh geometrie ozubených kol.....	27
5.5 Zjednodušený pevnostní výpočet	29
5.5.1 Výpočet prvního stupně	29
5.5.2 Výpočet druhého stupně.....	32
6. Návrh a výpočet řetězového převodu.....	34
6.1 Volba řetězu	35
6.2 Výpočet řetězového převodu.....	35
7. Návrh a výpočet spojení pomocí hřídelového pera.....	38
7.1 Výpočet krouticích momentů	38
7.2 Návrh průměru hřídelů z krutu.....	39
7.3 Kontrola tlaků v perech na hřídelích	39
8. Maximální stoupavost kola	43
9. Závěr	46
10. Literatura a Software.....	47
11. Seznam příloh	49

Seznam použitých značek

Značení	Veličina	Jednotka
A	teoretická osová vzdálenost řetězového převodu	[mm]
A_{sk}	skutečná osová vzdálenost řetězového převodu	[mm]
D_{RP}	roztečný průměr řetězového pastorku	[mm]
D_{RK}	roztečný průměr řetězového kola	[mm]
F_h	hnací síla	[N]
F_B	zatížení při přetržení	[N]
F_0	obvodová síla	[N]
F_T	tahová síla	[N]
F_C	celková síla	[N]
F_{21}, F_{22}, F_{23}	síly působící na pera v převodovce	[N]
F_{Hmax}	maximální hnací síla	[N]
F_{vb}	síla valivého odporu při jízdě na betonu	[N]
F_{pp}	síla proti pohybu	[N]
G_{VT}	gravitační síla působící na kolo v těžišti	[N]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	součinitel jednorázového přetížení	[-]
M_{HK}	hnací moment na zadním kole	[N·m]
M'_{HP}	předběžný krouticí moment na pastorku	[N·m]
M_{HP}	krouticí moment na pastorku	[N·m]
M_{MP}	krouticí moment při maximálním výkonu	[N·m]

M_{MV}	výstupní krouticí moment motoru	[N·m]
M_{k2}	krouticí moment na druhém stupni	[N·m]
M_{PH}	krouticí moment na předlohovém hř. při max. momentu	[N·m]
M_{HPmax}	krouticí moment na výstupním hř. při max. momentu	[N·m]
M_M	maximální krouticí moment motoru	[N·m]
M_{HKmax}	maximální moment na hnacím kole	[N·m]
O_f	valivý odpor	[N]
O_{vys}	výsledný odpor	[N]
P	maximální výkon motoru	[kW]
$P_{\check{R}}$	výkon na výstupním hřídeli	[kW]
Q	hmotnost 1m řetězu	[kg/m]
X	počet článků řetězu	[-]
b_1, b_2, b_3	šířka per	[mm]
d'_1, d'_2, d'_3	předběžné průměry hřídelů převodovky	[mm]
d_1, d_2, d_3	normalizované konce hřídelů	[mm]
f_k	součinitel valivého odporu	[-]
f	plocha kloubu	[mm]
f_b	součinitel valivého odporu pro beton	[-]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	výška pera	[mm]
i_f	převodový poměr řetězového převodu	[-]

$i_{ppř}$	předběžný převodový poměr převodovky	[-]
$i_{spř}$	skutečný převodový poměr převodovky	[-]
$i_{př1}$	převodový poměr prvního stupně	[-]
$i_{př2}$	převodový poměr druhého stupně	[-]
k_s	statická bezpečnost	[-]
k_D	dynamická bezpečnost	[-]
l'_1, l'_2, l'_{3q}	teoretické délky per	[mm]
l_1, l_2, l_3	skutečné délky per	[mm]
m	hmotnost	[kg]
n_k	otáčky hnacího kola	[ot/min]
n_p	otáčky řetězového pastorku	[ot/min]
n_m	otáčky motoru při maximálním výkonu	[ot/min]
n_{vm}	výstupní otáčky z motoru	[ot/min]
n_{pmax}	maximální otáčky pastorku	[ot/min]
n_{Kmax}	maximální otáčky kola	[ot/min]
o_k	obvod kola	[mm]
p	rozteč mezi válečky	[mm]
$p_{ř}$	tlak v kloubech řetězu	[MPa]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_s	směrný tlak	[MPa]
r_k	poloměr zadního kola	[mm]
t_l	drážka pro pero	[mm]
v	rychlost kola	[km/h]

v_o	obvodová rychlost	[m/s]
v_k	rychlost kola při maximálním momentu	[km/h]
y	součinitel rázů	[-]
z_1	počet zubů řetězového pastorku	[-]
z_2	počet zubů řetězového kola	[-]
z_{p1}	počet zubů pastorku prvního stupně	[-]
z_{p2}	počet zubů kola prvního stupně	[-]
z_{p11}	počet zubů pastorku druhého stupně	[-]
z_{p21}	počet zubů kola druhého stupně	[-]
α	úhel stoupání	[°]
$\eta_{\dot{R}}$	účinnost řetězového převodu	[-]
η	účinnost soukolí 1,2	[-]
η_C	celková účinnost	[-]
η_L	účinnost ložisek	[-]
λ_1	součinitel tření	[-]
τ_D	dovolené namáhání	[MPa]
ω_M	úhlová rychlost	[s ⁻¹]

1. Úvod

Návrhem kola jsem se inspiroval na internetu, kde spousta domácích kutilů představovala svá upravená kola s různými pohonnými jednotkami. Poté jsem našel i firmy, které se zabývají výrobou těchto kol. Kola se spalovacími motory jsou nejčastěji poháněné přes třecí váleček, který zabírá přímo na pneumatice kola. Tato varianta má nevýhodu při deštivém počasí, kde dochází ke ztrátě výkonu z důvodu prokluzu. V první části bakalářské práce je uvedena literární rešerše, kde jsou popsány různé varianty motokol a elektokol, které lze na našem trhu sehnat. V druhé části práce se již zabývám návrhem mého kola se zaměřením na přídatný pohon. Cílem mé práce je navrhnout pohon jízdního kola se spalovacím motorem, tak aby nedocházelo ke zbytečným ztrátám výkonu motoru.

V současné době jsou nejvíce populární elektrokola, které téměř úplně vytlačila motokola z trhu, důvodem je tichý chod a velké kapacity a rychlodobíjení akumulátorů. Díky vysoké kapacitě jsou i velké dojezdové vzdálenosti kol.

2. Motokola a elektrokola na českém trhu

V této kapitole se budu zjišťovat, jaká kola se dají sehnat na českém trhu. Na našem trhu, jsou k dostání dva druhy jízdních kol s pomocným pohonem, jsou to kola s elektrickým pohonem a s kola se spalovacím motorem. Kolo se spalovacím motorem se hodně používá u kutilů, kteří si takové kolo vyrobí doma, s různými motory, například se používají motory do motorových pil nebo křovinořezů, ale kvůli stále přísnější legislativě jsou kola se spalovacími motory na ústupu, a proto se nejvíce používají kola s elektromotorem, které ale také musí splňovat určité podmínky např. pro elektromotor, který může mít výkon maximálně 250W.

Bodeček

Kola, které vyrábí společnost Bodeček industries,s.r.o. patří mezi základní prodejce motokol na našem trhu. V základní nabídce mají tři kola se spalovacím motorem, vybral jsem si kolo v pánském provedení s dvoudobým motorem (Obr. 1), které je v nabídce za 14 190 Kč. Za tuto cenu si zákazník zakoupí pánské kolo, se základními komponenty a dvoudobým motorem o objemu 25,66 cm³. Přenos hnací síly je vyřešen pomocí třetího válečku, který přivádí hnanou sílu přímo na pneumatiku. Motor má maximální výkon 0,67kW při 6500 ot/ min. a maximální ročivý moment je 1 Nm při 6000 ot/min. Motor zajišťuje maximální povolenou rychlost 25km/h. podle vyhlášky 341/2002 Sb. Výrobce dále uvádí maximální zatížení, které je 100kg a maximální dojezd na plnou nádrž, která je 33km.



Obr. 1 Motokolo Bodeček [10]

Kola-jakr.cz

Kola-jakr jsou internetovým stránky firmy, která se specializuje na motorizaci kol a tříkolek pro seniory a tělesně postižené. V základní nabídce kromě jiného mají elektrokola a kola se spalovacím motorem. Jako referenční kolo jsem zvolil Axon (Obr. 2), které je v nabídce 21 800 Kč. Kolo je na rozdíl od kola Bodeček vybaveno tří rychlostním přesmykačem a zajišťuje až 18 rychlostí, ale hlavně je kolo vybaveno spalovacím čtyřtákním motorem Honda GX 35, který má objem 35,8 cm³. Přenos hnací síly je vyřešen obdobně jako u firmy Bodeček, a to třecím válečkem, který přímo pohání pneumatiku kola. Motor má maximální výkon 1kW při 7000 ot/min. a maximální točivý moment je 1,6 Nm při 5500 ot/min. Motokolo dosahuje maximální povolené rychlosti 25 Km/h. Celá stavba je umístěn na zadním kole. Hmotnost kola je 22,6 Kg. Jako palivo pro motor je Natural 95, do kterého se nemusí přimíchávat olej jako je to u dvoudobého motoru motokola od firmy BODEČEK. Výrobce neudává přesnou dojezdovou vzdálenost na plnou nádrž, ale pouze přibližnou spotřebu, která je 1-1,5 litru na 100 Km při mírně zvlněné krajině a provozní rychlosti 25 Km/h. Motor Honda GX 35 má objem nádrže 0,6 litru, takže kolo by mělo ujet na plnou nádrž přibližně 48 km a to bez jediného pomocného zašlápnutí. Nosnost kola uvádí výrobce do 100kg.



Obr. 2 Motokolo Axon [12]

Sachs Saxonette

Motokolo Saxonette (Obr. 3) je od německého výrobce Sachs, motor je uložen na rozdíl od předešlých dvou motokol pod osou zadního kola. Díky tomuto uložení se neposunulo těžiště nahoru a kolo i přes velkou hmotnost 32 kg. Cena tohoto kola je 46 000 Kč, což je oproti předcházejícím velký rozdíl, ale za tuto cenu dostanete kvalitně vyrobené kolo s kvalitními komponenty, jako jsou například bubnové brzdy, které jsou téměř bezúdržbové, přední vidlice je odpružená. Kolo Saxonette je poháněno dvoudobým spalovacím motorem integrovaného v zadním kole. Motor má maximální výkon 0,5 kW při 3750 ot/min. a maximální točivý moment je 1,58 Nm/min. Výrobce udávaná maximální rychlost je 20 km/h. A dojezdová vzdálenost na plnou nádrž, která má u tohoto typu motokola objem 1,7 litru je 100 km. Kolo je vybaveno na rozdíl od předcházejících motokol elektrickým startérem což nejvíce ocení senioři. Nevýhodou, ale je dvoudobý motor, u kterého je nutnost přimíchávat olej do paliva. Motor nemá oproti konkurenci vysoký výkon, protože je navržen pro nižší otáčky, ale za to má velkou dojezdovou vzdálenost bez nutnosti přidání paliva.



Obr. 3 Sachs Saxonette [11]

Kola s elektrickým pohonem

AGOGS CityLiner Easy

Elektrokolo AGOGS CityLiner Easy (Obr. 4), které má nízký nástup a 26 palcové kola je stvořené do města, ale díky dobrému odpružení vidlice i sedátka lze jezdit i po polních a lesních cestách. Elektrokolo je vybaveno jednoduchou aktivací asistence jedním tlačítkem dále se také vyznačuje minimální údržbou, i díky tomuhle je tento model velmi oblíbený mezi elektrokoly - v půjčovnách a firmách. Tento model je vybaven elektromotorem MTWGX 36V/250W, který je umístěn v náboji zadního kola. Elektrokolo má nosnost až 125 kg, samotné kolo má hmotnost 22,2 kg a baterie která pohání motor má hmotnost 3,2 kg. Kolo ujede na plně nabitou baterii až 70 km, ale za asistenčního šlapání. Kolo City Liner Easy je možno koupit za 26 980 Kč.



Obr. 4 Elektrokolo Agogs CityLiner Easy [15]

Lectron X-Biker R4 Sport

Za cenu 29 920 Kč dostanete opravdu velmi povedený kousek, který se může svou dojezdovou vzdáleností rovnat elektrokolům v nejvyšších cenové kategorii. Jeho dojezdová vzdálenost je v asistenčním režimu 130 km na jedno nabití baterie a to díky zvýšené kapacitě baterie o 65%. Lectron X-Biker R4 Sport (Obr. 5) je vybaven bezkontaktním středovým odlehčeným elektromotorem o jmenovitém výkonu 250W (max. 400W). Který zajišťuje s přímou asistencí rychlost 25 km/h, ale je možné asistenci vypnout a kolo dosahuje průměrné rychlosti 33 km/h. Hmotnost kola je včetně baterie 23,7 kg. Baterie 36V/16,5 Ah Li-io baterie 594Wh je umístěna pod sedátkem. Nosnost kola je 120kg. Kolo je určeno jak do terénu tak taky do města.



Obr. 5 Lectron X-Biker R4 Sport [13]

City 2011

Elektrokolo City 2011 (Obr. 6) se hodí převážně pro cestování po městě a na výlety do nepříliš nepříznivého terénu. S pomocí asistovaného šlapání se dá urazit až 65 km vzdálenost na jedno nabití. Elektrokolo je vybaveno bezkontaktním stejnosměrným elektromotorem o trvalém výkonu 250W, který je umístěn v náboji zadního kola, díky němuž je dosažena rychlost 25 km/h. Dále je také vybaveno 7 rychlostním měničem

SHIMANO, LiFePO₄ baterií, PAS asistovaným šlapáním, při kterém pomáhá motor jezdcovi, jakmile zabere do pedálů, pomoc motoru končí ve chvíli, kdy kolo dosáhne maximální povolené rychlosti 25 km/h. Lithiová baterie LiFePO₄ elektrokola City 2011 nabízí díky procesorové nabíječce rychlodobíjení většinové kapacity baterie v průběhu dvou až tří hodin. Cena elektrokola City 2011 je 19,680 Kč.



Obr. 6 Elektrokolo City 2011 [14]

3. Výpočet potřebné hnací síly

Požadovaná rychlost kola je 25 km/h. Poháněné kolo spalovacím motorem Honda GX 35 budu dimenzovat tak, aby bylo schopné jet požadovanou rychlostí při zatížení 120kg.

3.1 Odpory působící na kolo a jezdce

Valivý odpor

Součinitel valivého odporu jsem volil v závislosti, že ačkoliv je kolo navrženo do městského provozu, je možná sním jet i mimo asfaltovou nebo betonovou cestu, s kolem bude možné jezdit i na travnatém terénu, kde je součinitel větší, a proto jsem zvolil součinitel valivého odporu $f_k=0,098$. Hmotnost jsem volil při maximálním zatížení a to je 120 kg, do hmotnosti je ale nutno ještě započítat samotnou váhu kola, která je přibližně 22kg. Do nosnosti zahrnuji, přidání všech komponentů, které se budou montovat na kolo (motor, převodovka, řetězový převod, a další).

$$Of = m \cdot g \cdot f_k = 142 \cdot 9,81 \cdot 0,098 = 137 \text{ N} \quad (1)$$

3.2 Výpočet hnací síly

Hnací síla musí být minimálně tak velká, aby překonala odpory, které působí na jezdce při jízdě 25 km/h působí na jezdce, a to je valivý odpor od pneumatiky kola. Odpor vzduchu pro tuto rychlost zanedbávám a třecí odpor v ložiskách v náboji kola zanedbávám.

Celková hnací síla potřebná pro kolo jedoucí rychlostí 25 km/h:

$$Ovys = Fh = Of = 137 = 137 \text{ N} \quad (2)$$

Výpočet hnacího momentu působící na zadním kolem:

r_k =poloměr zadního kola (m)

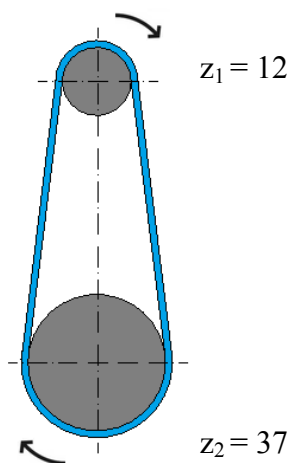
$$M_{HK} = F_h \cdot r_k = 137 \cdot 0,359 = 49,19 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3)$$

4. Výpočet potřebného momentu na výstupu z převodovky

Pro přenos krouticího momentu na hnané zadní kolo jsem si zvolil řetězový převod, který bude umístěn svisle. Motor a převodová skříň je umístěna za sedadlem na zkonstruovaném držáku. Na hnacím řetězovém převodu na hnacím zadním kole volím převod do pomala, volím počet zubů hnacího pastorku $z_1 = 12$ a počet zubů hnaného řetězového kola $z_2 = 37$.

Řetězový převod i_f do pomala:

$$i_f = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{12} = 3,1 \quad (4)$$



Obr. 7

Výpočet předběžného krouticího momentu na pastorku:

$$M'_{HP} = \frac{M_{HK}}{i_f} = \frac{49,19}{3,1} = 15,78 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

Výpočet skutečného krouticího momentu:

Při výpočtu skutečného krouticího momentu, se musí zahrnout účinnost řetězového převodu, účinnost se volí podle druhu a způsobu mazání při správném mazání se uvádí účinnost $\eta = 0,98$, já volím účinnost nižší z důvodu přerušovaného mazání $\eta_R = 0,92$.

$$M_{HP} = \frac{M'_{HP}}{\eta_R} = \frac{15,78}{0,92} = 17,16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6)$$

Výpočet otáček hnacího kola:

Otáčky hnacího kola vypočítáme pomocí obvodu a zadané rychlosti.

Obvod hnacího kola:

$$o_k = 2 \cdot \pi \cdot r_k = 2 \cdot \pi \cdot 0,359 = 2,255 \text{ m} \quad (7)$$

Výpočet otáček hnacího kola:

$$\text{Rychlost kola } v = 25 \text{ km/h} \Rightarrow 6,94 \text{ m/s}$$

$$n_k = \frac{v}{o_k} = \frac{6,94}{2,255} = 3,077 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 184,65 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (8)$$

Výpočet otáček na řetězovém pastorku:

$$n_p = n_k \cdot i_{\text{ř}} = 184,65 \cdot 3,0769 = 568,15 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (9)$$

Otáčky na řetězovém pastorku se shodují s otáčkami na výstupu z převodovky.

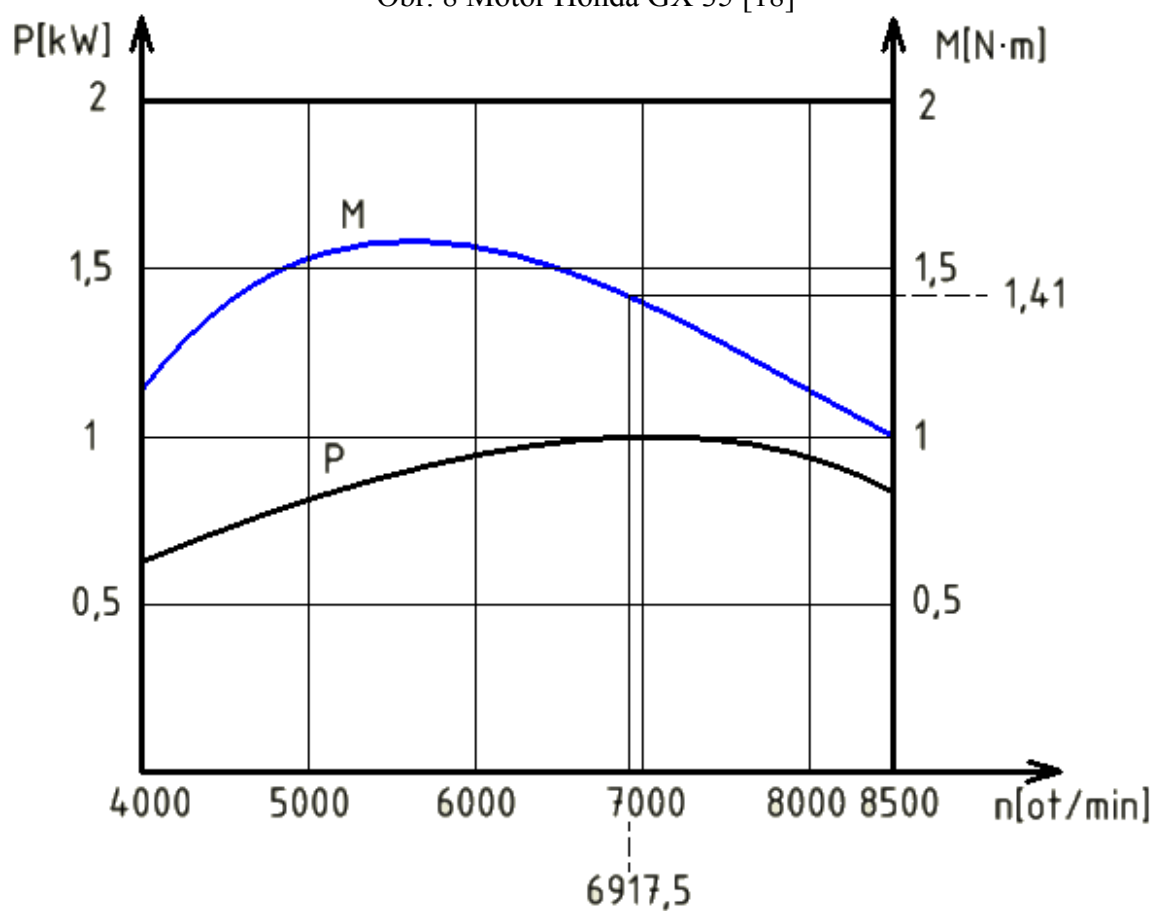
5. Návrh a výpočet převodovky

5.1 Zvolený spalovací motor

Zvolený jednoválcový spalovací motor Honda GX 35 (Obr. 8) má maximální výkon 1 kW při 7000 ot/min a maximální krouticí moment 1,6 N·m při 5500 ot/min. V uvedené charakteristice motoru, dle literatury [16] lze vidět, že potřebný vypočtený krouticí moment motor dosahuje.



Obr. 8 Motor Honda GX 35 [18]



Graf 1 Vnější charakteristika motoru

5.2 Výpočet převodového poměru převodovky

Při návrhu převodovky vycházím z už získaných dat, kde vstupní údaje jsou získány ze zadaného spalovacího motoru Honda GX 35, a výstupní údaje do převodovky jsem již vypočetl výše. Předběžný převodový stupeň je vypočítán z otáček motoru pro maximální výkon $n_m = 7000$ ot/min a krouticího momentu při maximálním výkonu, který poté snížíme o účinnosti ozubených kol a počtu stupňů převodovky. Na výstupu z převodovky musí být otáčky, které byly vypočítány pro pastorek řetězového převodu $n_p = 568,15$ ot/min.

Předběžný převodový poměr převodovky:

$$i_{ppř} = \frac{n_m}{n_p} = \frac{7000}{568,15} = 12,32 \quad (10)$$

Výpočet krouticího momentu na při maximálním výkonu:

$$M_{MP} = \frac{P}{\omega_m} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60}} = \frac{30 \cdot 1000}{\pi \cdot 7000} = 1,36 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (11)$$

Celkový převodový poměr převodovky je vysoký jen pro jeden stupeň, proto jsem se rozhodl pro dvou stupňovou redukci, nyní vypočítám skutečný vstupní krouticí moment s účinnostmi ozubených soukolí, které jsem volil dle literatury.

Účinnost 1. Stupně volím: $\eta = 0,98$

Účinnost 2. Stupně volím: $\eta = 0,98$

Celková účinnost: $\eta_c = \eta \cdot \eta = 0,98 \cdot 0,98 = 0,96$

Výstupní krouticí moment motoru:

$$M_M = \frac{M_{MP}}{\eta_c} = \frac{1,36}{0,96} = 1,41 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (12)$$

Z vnější charakteristiky motoru (Graf 1) jsem, díky vypočtenému skutečnému krouticímu momentu, který je potřebný na vstupu do převodovky, odhadl výstupních otáčky z motoru $n_{vm} = 6917,5$ ot/min.

Skutečný převodový poměr převodovky:

$$i_{spř} = \frac{n_{vm}}{n_p} = \frac{6917,5}{568,15} = 12,17 \quad (13)$$

Skutečný převodový poměr převodovky rozdělím do dvou soukolí, kde na prvním soukolí volím vyšší převodový poměr $i_{př1} = 4$, a na druhém stupni převodovky poměr vypočítám.

Výpočet převodového poměru na druhém stupni:

$$i_{spř} = i_{př1} \cdot i_{př2} \Rightarrow i_{př2} = \frac{i_{spř}}{i_{př1}} = \frac{12,17}{4} = 3,04 \quad (14)$$

5.3 Návrh modulu ozubených kol

Výpočet zahajuji prvním stupněm převodovky, pro pastorek i pro kolo volím materiál konstrukční ocel slitinová 12 051 povrchově kalena po boku zubů. Pro první stupeň převodovky volím počet zubů $z_{p1}=19$.

Určení počtu zubů kola prvního stupně z_{p2} :

$$z_{p2} = i_{př1} \cdot z_{p1} = 4 \cdot 19 = 76 \quad (15)$$

Počet zubů kola vyšlo jako sudé celé číslo proto není potřeba počítat toleranci převodového poměru.

Návrh normálového modulu m_{n1} jsem provedl pomocí programu Modul [7]. Výpočet normálového modulu předpokládá únavové poškození zubů z namáhání v ohybu a dotyku. Návrh modulu je zobrazen na Obr. 9. Do návrhu modulu vstupuje krouticí moment přímo z motoru, který je vypočítán vztahem (12), $M_{MV} = 1,41 \text{ N}\cdot\text{m}$. Do návrhu také zadáváme počty zubů obou kol, počet zubů pastorku jsem volil $z_{p1} = 19$, a počet zubů kola jsem vypočítal podle vztahu (15), $z_{p2} = 76$.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 19
 z_2 76
 β 0 [°]
 T_1 1.41 [N·m]
 Ψ_m 15
Schéma 3
 $K_{H\beta}$ 1.268
 K_A 1.75
 σ_{Flimb}^0 390 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 1140 [MPa]
 V_{HV} 600

Help Vyber Help Vyber Vyber

$m_n = 0.735$ [mm]
 $b = 11.0$ [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

$m_{n\ ohyb} = 0.649$ [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n\ dotyk} = 0.735$ [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 9 Návrh modulu pro 1. převodový stupeň

Při návrhu jsem volil schéma uspořádání 3 a součinitel K_A jsem volil 1,75 z důvodu použití jednoválcového spalovacího motoru, který zatěžuje převodovku s velkou nerovnoměrností. Z normalizované řady jsem zvolil modul 1,25.

Pro druhý stupeň převodovky jsem volil materiál pro pastorek i pro kolo konstrukční ocel slitinová 12 051 povrchově kalena po boku zubů. Zvolil jsem počet zubů pastorku $z_{p11} = 25$ a počet zubů kola vypočítám.

Počet zubů kola druhého stupně:

$$z_{p21} = i_{př2} \cdot z_{p11} = 3,04 \cdot 25 = 76 \quad (16)$$

Návrh modulu je zobrazen na Obr. 10. Při návrhu jsem použil schéma číslo 5 a součinitel K_A jsem volil 1,75. Krouticí moment pro druhé soukolí vypočítám.

Výpočet krouticího momentu na druhém stupni převodovky:

$$M_{K2} = M_{MV} \cdot i_{př1} \cdot \eta_L \cdot \eta = 1,41 \cdot 4 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 5,46 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 25
 z_2 76
 β 0 [°]
 T_1 5.46 [N·m]
 Ψ_m 15
Schéma 5
 $K_{H\beta}$ 1.268
 K_A 1.75
 σ_{Flimb}^0 390 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 1140 [MPa]
 V_{HV} 600

Help Vyber Help Vyber Vyber Vyber

Iisk Moduly Konec

m_n = 0.981 [mm]
b = 14.7 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

m_{n ohyb} = 0.930 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

m_{n dotyk} = 0.981 [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 10 Návrh modulu pro 2. převodový stupeň

Z normalizované řady jsem zvolil modul 1,25.

5.4 Návrh geometrie ozubených kol

Výpočet provádím od prvního stupně převodovky. Geometrie kol je prováděna pomocí programu GEOMETRIE [9], kde se vkládají hodnoty z programu modul.

The screenshot shows the 'Geometrický výpočet ozubení' (Geometric gear calculation) window. It has three tabs: 'Zadání' (Input), 'Atřít ozubení' (Gear grinding), and 'Identifikace' (Identification). The 'Zadání' tab is active, showing three sub-sections: 'Povinný vstup' (Mandatory input), 'Výpočetní vstup' (Computational input), and 'Základní profil' (Basic profile). The 'Povinný vstup' section includes fields for 'Normální modul' (m_n), 'Počet zubů pastorku' (z_1), 'Počet zubů kola' (z_2), 'Sklon zubů roztečný' (β), and 'Společná šířka zubů' (b). The 'Výpočetní vstup' section includes fields for 'Součet korekcí' (x_Σ), 'Korekce pastorku' (x_1), 'Korekce kola' (x_2), 'Osová vzdálenost pracovní' (a_w), 'Úhel záběru valivý čelní' (α_{tw}), and 'Boční vůle' (j_n). The 'Základní profil' section includes radio buttons for 'Standard', 'Nestandard', and 'Kruhová pata', and fields for 'Poměrná výška hlavy pastorku' (h_{ap1}^*), 'Poměrná výška hlavy kola' (h_{ap2}^*), 'Poměrná hlavová vůle pastorku' (c_{p1}^*), 'Poměrná hlavová vůle kola' (c_{p2}^*), 'Poměrný rádius paty pastorku' (ρ_{fp1}^*), 'Poměrný rádius paty kola' (ρ_{fp2}^*), and 'Úhel profilu' (α_p). At the bottom, there is a 'Nástroje' button and a 'Nepovinný vstup' (Optional input) section with fields for 'Hlavový průměr pastorku' (d_{a1}) and 'Hlavový průměr kola' (d_{a2}). A 'Výpočetní hlavové průměry' button is also present. The bottom bar contains a 'KOMPLEXNÍ KONTROLA' button, radio buttons for 'DEC' and 'DMS', and buttons for 'Uložit vstupy', 'Načíst vstupy', 'Help', and 'Konec'.

Section	Parameter	Value	Unit
Povinný vstup	Normální modul m_n	1.25	[mm]
	Počet zubů pastorku z_1	19	
	Počet zubů kola z_2	76	
	Sklon zubů roztečný β	0.0000	[°]
	Společná šířka zubů b	14	[mm]
Výpočetní vstup	Součet korekcí x_Σ	0.000000	
	Korekce pastorku x_1	0.365295	
	Korekce kola x_2	-0.365295	
	Osová vzdálenost pracovní a_w	59.375000	[mm]
	Úhel záběru valivý čelní α_{tw}	20.000000	[°]
	Boční vůle j_n	0.000	[mm]
Základní profil	Standard	<input checked="" type="radio"/>	
	Nestandard	<input type="radio"/>	
Základní profil	Kruhová pata	<input type="checkbox"/>	
	Poměrná výška hlavy pastorku h_{ap1}^*	1.0000	
Základní profil	Poměrná výška hlavy kola h_{ap2}^*	1.0000	
	Poměrná hlavová vůle pastorku c_{p1}^*	0.2500	
Základní profil	Poměrná hlavová vůle kola c_{p2}^*	0.2500	
	Poměrný rádius paty pastorku ρ_{fp1}^*	0.3800	
Základní profil	Poměrný rádius paty kola ρ_{fp2}^*	0.3800	
	Úhel profilu α_p	20.0000	[°]
Nepovinný vstup	Hlavový průměr pastorku d_{a1}	27.16000	[mm]
	Hlavový průměr kola d_{a2}	96.58000	[mm]

Obr. 11 Geometrie

Pro soukolí byla navržena korekce typu VN. V tabulce 1 lze vidět základní rozměry pro soukolí prvního stupně, který je výsledkem z programu GEOMETRIE [9].

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	19		76
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	19.000		76.000
Normální modul	m_n	[mm]		1.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		1.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		59.37500	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		59.37500	
Jednotková korekce	x	[-]	0.36530	$\Sigma = 0$	-0.36530
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.45662		-0.45662
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	21.53824		90.96176
základní kružnice	d_b	[mm]	22.31770		89.27080
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	22.58798		92.06568
kr.začátku záběru	d_{fe}	[mm]	22.63191		92.74217
valivé kružnice	d_w	[mm]	23.75000		95.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	23.75000		95.00000
kr.srážecí hrany	d_{aE}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	27.16000		96.58000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		2.69581
základní kružnici	s_b	[mm]	2.49006		2.86326
začátku evolventy	s_L	[mm]	2.49199		2.47870
valivé kružnici	s_w	[mm]	2.29589		1.63110
roztečné kružnici	s	[mm]	2.29589		1.63110
začátku sražení	s_{aE}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.66285		1.03885
Výška paty	h_f	[mm]	1.10588		2.01912
hlavy	h_a	[mm]	1.70500		0.79000
zubu	h	[mm]	2.81088		2.80912
Společná šířka kol	b	[mm]		14.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	2.54785		2.38490
Měrný skluz na patě		[-]	-1.45180		-1.46314
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.59401		0.59214
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.589		0.147
Poměr b/m _n	ψ_m	[-]		11.200	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.58806	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.58806	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		14.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{smin}	[mm]		14.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{smax}	[mm]		28.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		3.92699	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		3.69016	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	9.87039		32.38458
Počet měřených zubů	z_w	[-]	3		9
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	2.02732		1.44030
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.33606		0.52789
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	26.11720		98.33661
Průměr kuličky	d_t	[mm]	1.78316		2.46540
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	

Tabulka 1

Geometrie druhého převodového soukolí:

Ozubený pastorek: $z_{p11}=25$

Ozubené kolo: $z_{p21}=76$

Zadání: Příloha A

Výsledná geometrie soukolí: Příloha B

5.5 Zjednodušený pevnostní výpočet

Zjednodušený pevnostní výpočet musí splňovat 8 podmínek, které vychází z jednorázového přetížení zubů a únavového přetížení zubů v ohybu a dotyku dle literatury [3].

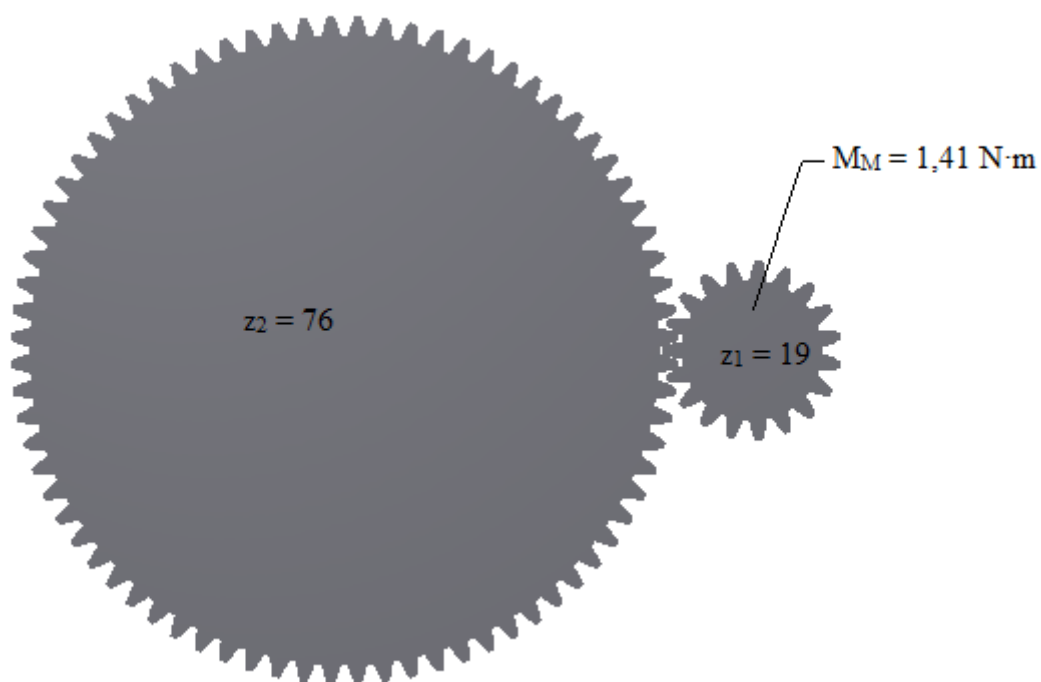
- 1) $S_{H1} > 1,2$ [-]
- 2) $S_{H2} > 1,2$ [-]
- 3) $S_{F1} > 1,4$ [-]
- 4) $S_{F2} > 1,4$ [-]
- 5) $\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{HPmax1}$
- 6) $\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{HPmax2}$
- 7) $\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1}$
- 8) $\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2}$

5.5.1 Výpočet prvního stupně

Provádím zjednodušený pevnostní výpočet ozubení podle normy ČSN 01 4686 část 4 pomocí programu CSNw [8]. Výpočet začínám od vstupu do převodovky, kde je vstupní krouticí moment $M_{MV} = 1,41 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Počet zubů pastorku: $z_{p1} = 19$

Počet zubů kola: $z_{p2} = 76$



Obr. 12 Soukolí 1

Součinitel vnějších dynamických sil K_A jsem volil 1,75 z důvodu použití jednoválcového spalovacího motoru, který zatěžuje převodovky s velkou nerovnoměrností.

Součinitel K_{AS} vyjadřuje v pevnostním výpočtu vliv maximálního jednorázového zatížení. Velikost součinitele K_{AS} odhaduji $K_{AS} \geq K_A$. Volím součinitel $K_{AS} = K_A$, z důvodu malého rozdílu mezi vstupním výkonem na pastorku a maximálního výkonu motoru.

Šířku ozubených kol jsem zvolil $b=14 \text{ mm}$.

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet ☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

KHB
Součinitele

Tisk

Konec

Výpočet

OHYB

σ_{F1}	= 108.0	σ_{F2}	= 100.5
σ_{FP1}	= 390.0	σ_{FP2}	= 390.0
S_{F1}	= 3.612	S_{F2}	= 3.882
σ_{Fmax1}	= 189.0	σ_{Fmax2}	= 175.8
σ_{FPmax1}	= 780.0	σ_{FPmax2}	= 780.0
K_F	= 5.278	K_{Fv}	= 1.000
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 2.513
Y_ϵ	= 0.703	Y_β	= 1.000
Y_{FS1}	= 3.678	Y_{FS2}	= 3.778
Y_{Fa1}	= 2.318	Y_{Fa2}	= 2.412
Y_{Sa1}	= 1.587	Y_{Sa2}	= 1.566

DOTYK

σ_{H1}	= 710.2	σ_{H2}	= 710.2
σ_{HP1}	= 1140.0	σ_{HP2}	= 1140.0
S_{H1}	= 1.605	S_{H2}	= 1.605
σ_{Hmax1}	= 939.5	σ_{Hmax2}	= 939.5
σ_{HPmax1}	= 2400.0	σ_{HPmax2}	= 2400.0
σ_{HO1}	= 309.1	σ_{HO2}	= 309.1
K_H	= 5.278	K_{Hv}	= 1.000
$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 2.513
K_A	= 1.750	K_{AS}	= 1.750
Z_ϵ	= 0.896	Z_H	= 2.495
Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 13 Výsledky pevnostní kontroly pro první soukolí

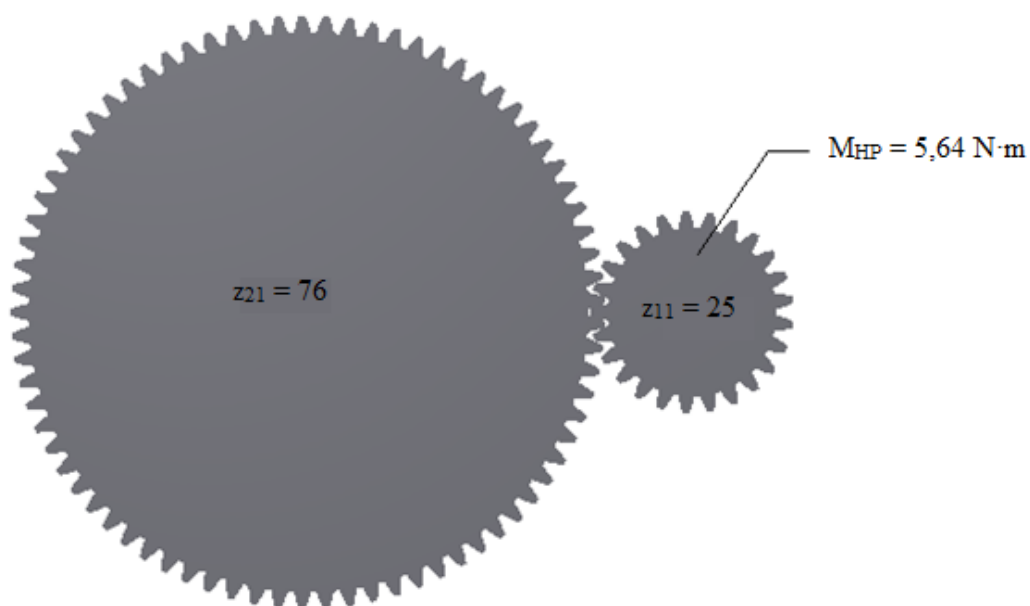
Z pevnostní kontroly vidíme, že ozubené kolo i pastorek splňují podmínky pevnostní kontroly.

5.5.2 Výpočet druhého stupně

Výpočet je také prováděn pomocí programu CSNw [8]. Soukolí je namáháno výstupním krouticím momentem $M_{HP} = 5,64 \text{ N}\cdot\text{m}$. Všechny součinitele zůstávají stejné. Šířku ozubení na druhém stupně jsem zvolil širší, z důvodu většího krouticího momentu $b=18 \text{ mm}$.

Počet zubů pastorku: $z_{p11} = 25$

Počet zubů kola: $z_{p21} = 76$



Obr. 14 Soukolí 2

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet ☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

KHB
Součinitele

Tisk

Konec

Výpočet

OHYB				DOTYK			
σ_{F1}	= 116.5	σ_{F2}	= 107.9	σ_{H1}	= 658.4	σ_{H2}	= 658.4
σ_{FP1}	= 390.0	σ_{FP2}	= 390.0	σ_{HP1}	= 1140.0	σ_{HP2}	= 1140.0
S_{F1}	= 3.347	S_{F2}	= 3.614	S_{H1}	= 1.731	S_{H2}	= 1.731
σ_{Fmax1}	= 203.9	σ_{Fmax2}	= 188.9	σ_{Hmax1}	= 871.0	σ_{Hmax2}	= 871.0
σ_{FPmax1}	= 780.0	σ_{FPmax2}	= 780.0	σ_{HPmax1}	= 2400.0	σ_{HPmax2}	= 2400.0
K_F	= 2.219	K_{Fv}	= 1.000	σ_{HO1}	= 442.0	σ_{HO2}	= 442.0
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_{F\beta}$	= 1.056	K_H	= 2.219	K_{Hv}	= 1.000
Y_ε	= 0.682	Y_β	= 1.000	$K_{H\alpha}$	= 1.200	$K_{H\beta}$	= 1.056
Y_{FS1}	= 3.735	Y_{FS2}	= 3.768	K_A	= 1.750	K_{As}	= 1.750
Y_{Fa1}	= 2.324	Y_{Fa2}	= 2.360	Z_ε	= 0.883	Z_H	= 2.495
Y_{Sa1}	= 1.607	Y_{Sa2}	= 1.596	Z_{R1}	= 1.000	Z_{R2}	= 1.000
				Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Obr. 15 Výsledky pevnostní kontroly pro druhé soukolí

Z pevnostní kontroly vidíme, že ozubené kolo i pastorek druhého převodového stupně splňují podmínky pevnostní kontroly.

6. Návrh a výpočet řetězového převodu

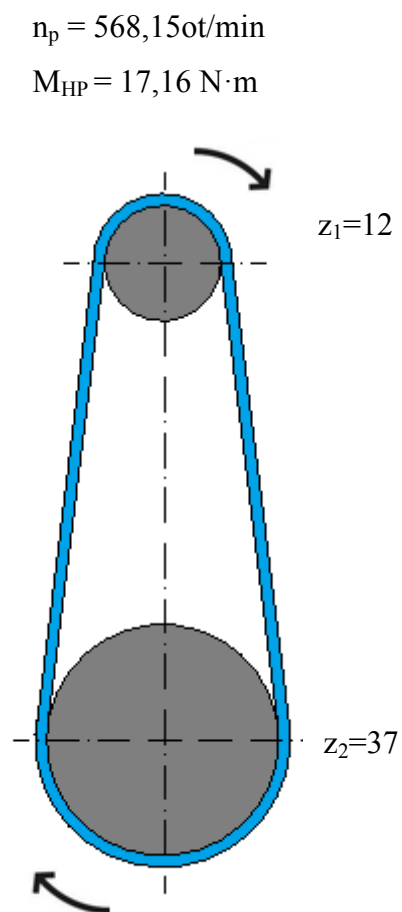
Návrh řetězového převodu provádím podle Vysokoškolské příručky, od doc. Ing. Květoslava Kalába, Ph.D. Návrh a výpočet řetězového převodu [4].

Krouticí moment řetězového kola: $M_{HK} = 48,57 \text{ N}\cdot\text{m}$

Otáčky řetězového kola: $n_k = 184,65 \text{ ot/min}$

Krouticí moment řetězového pastorku: $M_{HP} = 17,16 \text{ N}\cdot\text{m}$

Otáčky řetězového pastorku: $n_p = 568,15 \text{ ot/min}$



$n_k = 184,65 \text{ ot/min}$

$M_{HK} = 48,57 \text{ N}\cdot\text{m}$

Obr. 16

6.1 Volba řetězu

Volbu řetězu provádím podle Literatury [4].

Zvolený řetěz typu 08B – 1 dle ČSN 02 3311

Parametry řetězu lze vidět v tabulce 2

Typ řetězu	Rozteč mezi válečky	Plocha kloubu	Zatížení při přetržení	Hmotnost 1m řetězu
ČSN 02 3311	p [mm]	f [mm ²]	F _B [kN]	Q [kg/m]
08B - 1	12,7	50	18	0,69

Tabulka 2

6.2 Výpočet řetězového převodu

Počet zubu řetězového pastorku jsem volil $z_1 = 12$. Z důvodu abych dosáhl potřebného převodového poměru a přitom zachoval malé rozměry velkého řetězového kola.

Roztečný průměr řetězového pastorku:

$$D_{\check{R}P} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 49,06 \text{ mm} \quad (18)$$

Roztečný průměr řetězového kola:

$$D_{\check{R}K} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180^\circ}{37}} = 149,75 \text{ mm} \quad (19)$$

Výpočet obvodové rychlosti:

$$v_o = \pi \cdot D_{\check{R}P} \cdot \frac{n_p}{60} = \pi \cdot 0,04906 \cdot \frac{568,15}{60} = 1,45 \text{ m/s} \quad (20)$$

Výpočet výkonu na výstupním hřídeli:

$$P_{\check{R}} = P \cdot \eta \cdot \eta \cdot \eta_L \cdot \eta_L \cdot \eta_L = 1 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,93 \text{ kW} \quad (21)$$

Výpočet obvodové síly:

$$F_0 = \frac{P_{\dot{R}}}{v_0} = \frac{0,93 \cdot 1000}{1,45} = 641,4 \text{ N} \quad (22)$$

Tahovou sílu od odstředivé síly:

$$F_T = Q \cdot v_0^2 = 0,69 \cdot 1,45^2 = 1,45 \text{ N} \quad (23)$$

Z důvodu svislého umístění řetězového převodu zanedbávám sílu od působení tíhy řetězu F_m .

Celková síla v řetězu:

$$F_C = F_0 + F_T = 641,4 + 1,45 = 642,86 \text{ N} \quad (24)$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{F_B}{F_C} > 7 \quad (25)$$

$$k_s = \frac{18000}{642,86} = 27,99$$

Statická bezpečnost vyhovuje $27,99 > 7$

Dynamická bezpečnost:

$$k_D = \frac{F_B}{F_C \cdot Y} > 5 \quad (26)$$

$$k_D = \frac{18000}{642,86 \cdot 2} = 13,99$$

Dynamická bezpečnost vyhovuje $13,99 > 5$

Tlak v kloubech řetězu:

$$p_{\dot{R}} = \frac{F_C}{f} = \frac{642,86}{50} = 12,85 \text{ MPa} \quad (27)$$

Dovolený tlak:

$$p_D = p_s \cdot \lambda \quad (28)$$

Hodnotu směrného tlaku $p_s = 19,92 \text{ MPa}$ jsem určil dle literatury (pp), velikost je brána pro obvodovou rychlost $v_o = 1,5 \text{ m/s}$ a počet zubů pastorku $z_1 = 12$. Součinitel rázů $y = 0,73$, součinitel tření $\lambda_1 = 0,9$.

$$\lambda = \lambda_1 \cdot y = 0,9 \cdot 0,73 = 0,65$$

$$p_D = 19,92 \cdot 0,65 = 12,94 \text{ MPa}$$

Kontrola tlaku v kloubu řetězu:

$$p_R \leq p_D \quad (29)$$

$$12,85 < 12,94 \text{ řetěz vyhovuje}$$

Stanovení počtu článků řetězu:

$$X = 2 \cdot \frac{A}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A} \quad (30)$$

$$X = 2 \cdot \frac{475}{12,7} + \frac{12 + 37}{2} + \left(\frac{37 - 12}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{475} = 100 \text{ článků}$$

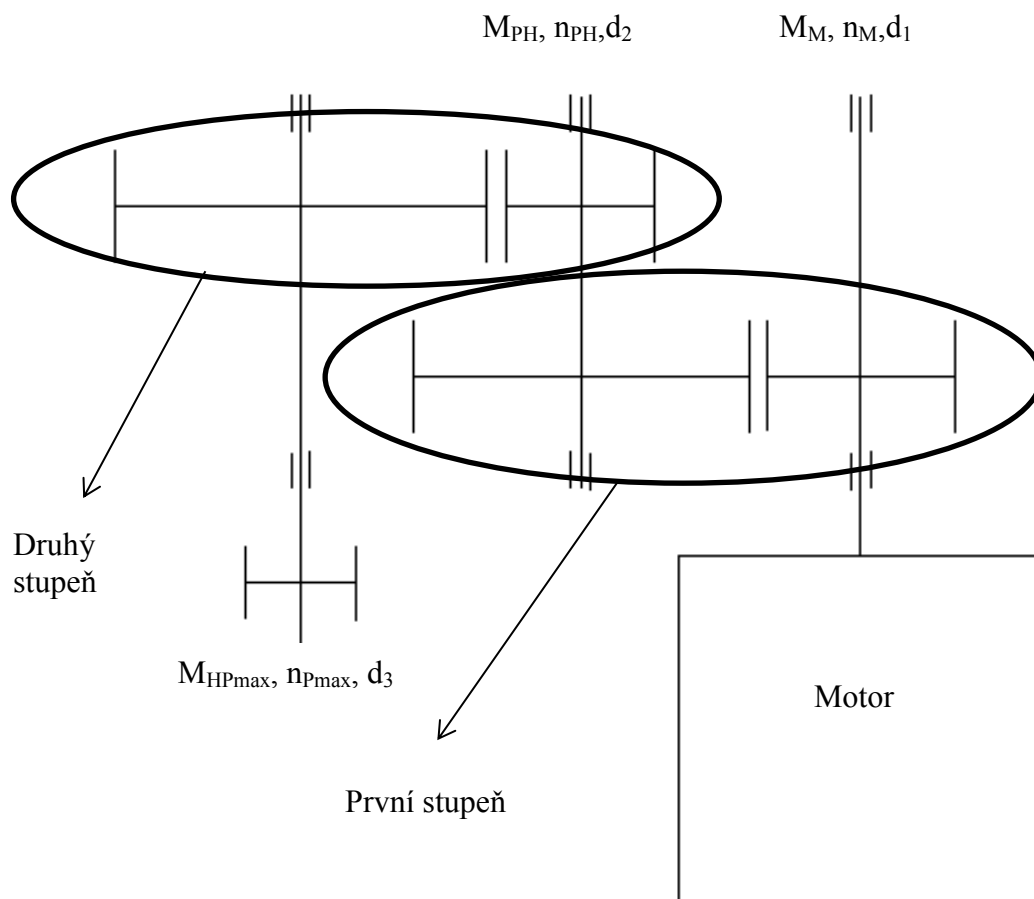
Z počtu článků vypočítáme skutečnou osovou vzdálenost, součinitel F jsem zvolil dle literatury [4]. $F = 0,8115$.

Výpočet skutečné osové vzdálenosti:

$$A_{SK} = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right] \quad (31)$$

$$\begin{aligned} A_{SK} &= \frac{12,7}{8} \cdot \left[2 \cdot 100 - 12 - 37 + \sqrt{(2 \cdot 100 - 12 - 37)^2 - 0,8115 \cdot (37 - 12)^2} \right] \\ &= 476 \text{ mm} \end{aligned}$$

7. Návrh a výpočet spojení pomocí hřídelového pera



Obr. 17 Schéma převodovky

7.1 Výpočet krouticích momentů

Krouticí moment na vstupním hřídeli je maximální moment motoru $M_M = 1,6 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Krouticí moment na předlokové hřídeli při maximálním momentu:

$$M_{PH} = M_M \cdot i_{př1} \cdot \eta_L \cdot \eta = 1,6 \cdot 4 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 5,64 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (32)$$

Krouticí moment na výstupním hřídeli:

$$M_{HPmax} = M_M \cdot i_{spř} = 1,6 \cdot 12,17 = 19,442 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (33)$$

7.2 Návrh průměru hřídelů z krutu

Návrh průměru provádím dle vztahu (34), kde dovolené namáhání $\tau_D = 20$ MPa.

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (34)$$

Návrh vstupního hřídele:

$$d_1' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_M}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,6 \cdot 1000}{\pi \cdot 20}} = 7,4 \text{ mm}$$

Volím normalizovaný konec hřídele $d_1 = 10$ mm.

Návrh předlohového hřídele:

$$d_2' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{PH}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5,64 \cdot 1000}{\pi \cdot 20}} = 11,3 \text{ mm}$$

Volím normalizovaný konec hřídele $d_2 = 12$ mm.

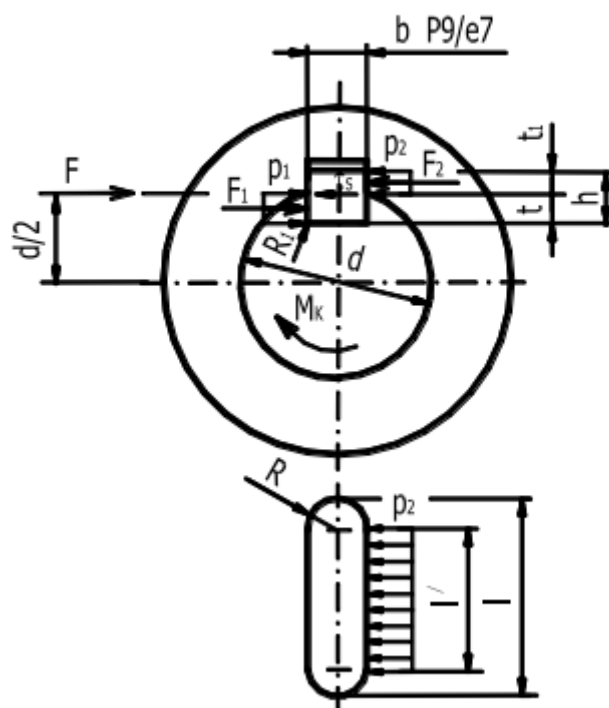
Návrh výstupního hřídele:

$$d_3' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{HPmax}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19,442 \cdot 1000}{\pi \cdot 20}} = 17,04 \text{ mm}$$

Volím normalizovaný konec hřídele $d_3 = 20$ mm

7.3 Kontrola tlaků v perech na hřídelích

Z vypočítaných průměrů hřídele jsem zvolil normalizovaný průřez bxh per z normy ČSN 02 2562. Postup výpočtu provádím dle literatury [2]. Pero kontrolujeme na tlak v náboji, kde je otláčována pouze přímá část plochy pera, podle Obr. (18).



Obr. 18 [2]

Síly působící na pera:

Síly jsou počítány dle vztahu (35).

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (35)$$

Síla působící na pero na vstupním hřídeli:

$$F_{21} = \frac{M_M}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1600}{\frac{10}{2} + \frac{1,6}{2}} = 275,86 \text{ N}$$

Síla působící na pera předlohového hřídele:

$$F_{22} = \frac{M_{PH}}{\frac{d_2}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{5640}{\frac{12}{2} + \frac{2,1}{2}} = 788,8 \text{ N}$$

Síla působící na pero na výstupním hřídeli:

$$F_{23} = \frac{M_{HPmax}}{\frac{d_3}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{19442}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}} = 1728,2 \text{ N}$$

Teoretické délky per:

Délky per počítám dle vztahu (36). Dovolенý tlak jsem volil dle literatury [2]
 $p_D = 100 \text{ MPa}$.

$$l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} \quad (36)$$

Teoretická délka pera na vstupním hřídeli:

$$l_1' \geq \frac{F_{21}}{p_D \cdot t_1} \geq \frac{275,86}{100 \cdot 1,6} \geq 1,72 \text{ mm}$$

Teoretická délka pera na předlohovém hřídeli:

$$l_2' \geq \frac{F_{22}}{p_D \cdot t_1} \geq \frac{788,8}{100 \cdot 2,1} \geq 3,75 \text{ mm}$$

Teoretická délka pera na výstupním hřídeli:

$$l_3' \geq \frac{F_{23}}{p_D \cdot t_1} \geq \frac{1728,2}{100 \cdot 2,5} \geq 6,91 \text{ mm}$$

Skutečné délky per:

Skutečnou délku pera spočítám dle vztahu (37).

$$l = l' + b \quad (37)$$

Skutečná délka pera na vstupním hřídeli:

$$l_1 = l_1' + b_1 = 1,72 + 4 = 5,72 \text{ mm}$$

Volím normalizované pero dle normy PERO 4e7 x 4 – 10 ČSN 02 2562

Skutečná délka per na předlohovém hřídeli:

$$l_2 = l_2' + b_2 = 3,75 + 5 = 8,75 \text{ mm}$$

Volím normalizované pero dle normy PERO 5e7 x 5 – 12 ČSN 02 2562

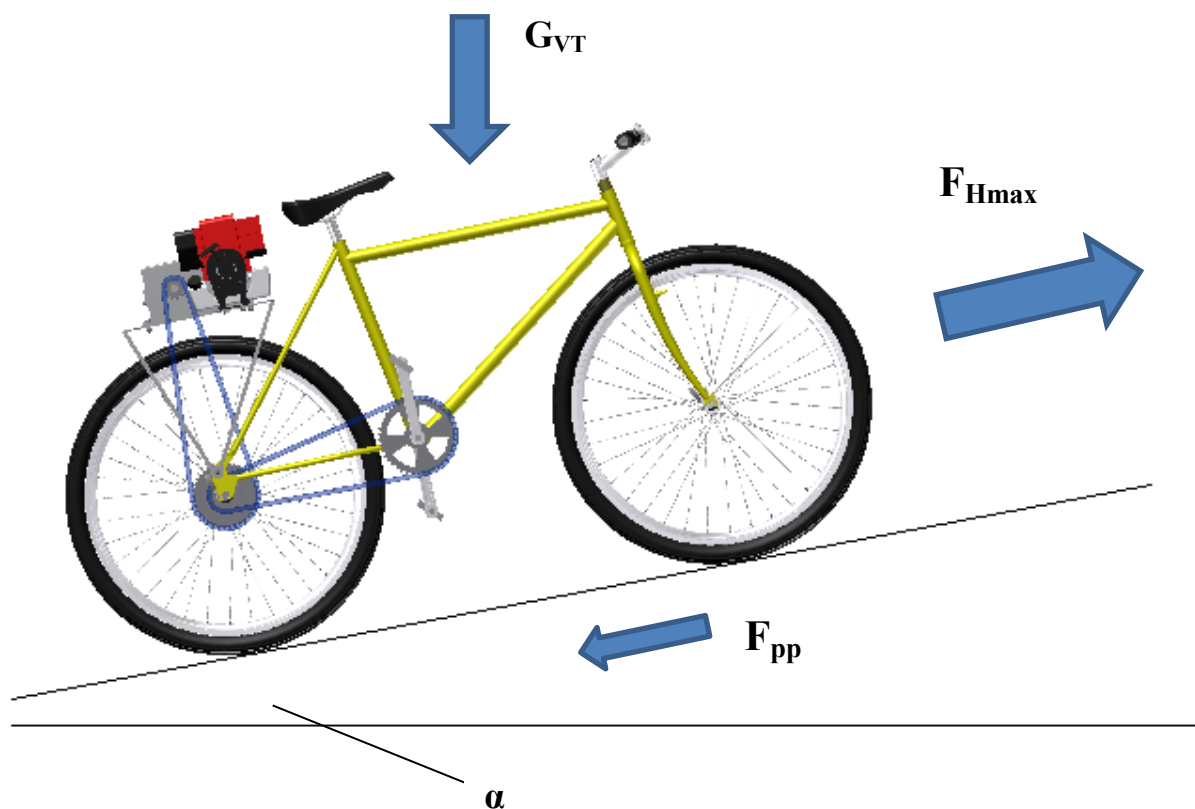
Skutečná délka pera na výstupním hřídeli:

$$l_3 = l_3' + b_3 = 6,91 + 6 = 12,91 \text{ mm}$$

Volím normalizované pero dle normy PERO 6e7 x 6 – 16 ČSN 02 2562

8. Maximální stoupavost kola

Při výpočtu maximální stoupavosti kola počítám s maximálním momentem, který je schopen motor Honda GX 35 vyvinout. Maximální moment motoru je $M_M = 1,6 \text{ N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 5500 ot/min. Průběh momentu lze vidět také na vnější momentové charakteristice motoru v kapitole 5.1. Tím se zvýší i hnací síla, která musí překonat všechny odpory působící proti pohybu. Zvýšením momentu se nám zvýší hnací síla, ale klesnou otáčky a tím klesne i rychlost kola. Ve výpočtu také počítám s jiným odporem valení, při kterém uvažuji že, kolo bude jezdit hlavně po městské komunikaci do stoupání, a proto se také změni součinitel tření mezi vozovkou a pláštěm kola na $f = 0,03$. Pro určení úhlu vozovky, kterého je kolo schopno dosáhnout, není třeba znát polohu těžiště a počítám pouze s gravitační silou působící na kolo s jezdcem.



Obr. 19

Maximální moment na pastorku je vypočítán vztahem (33)

Moment na hnacím kole:

$$M_{HKmax} = M_{HPmax} \cdot i_{\tilde{r}} = 19,442 \cdot 3,11 = 60,55 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (38)$$

Maximální hnací síla:

$$F_{Hmax} = \frac{M_{HPmax}}{R_k} = \frac{60,55}{0,359} = 168,68 \text{ N} \quad (39)$$

Otáčky pastorku při maximálním momentu motoru:

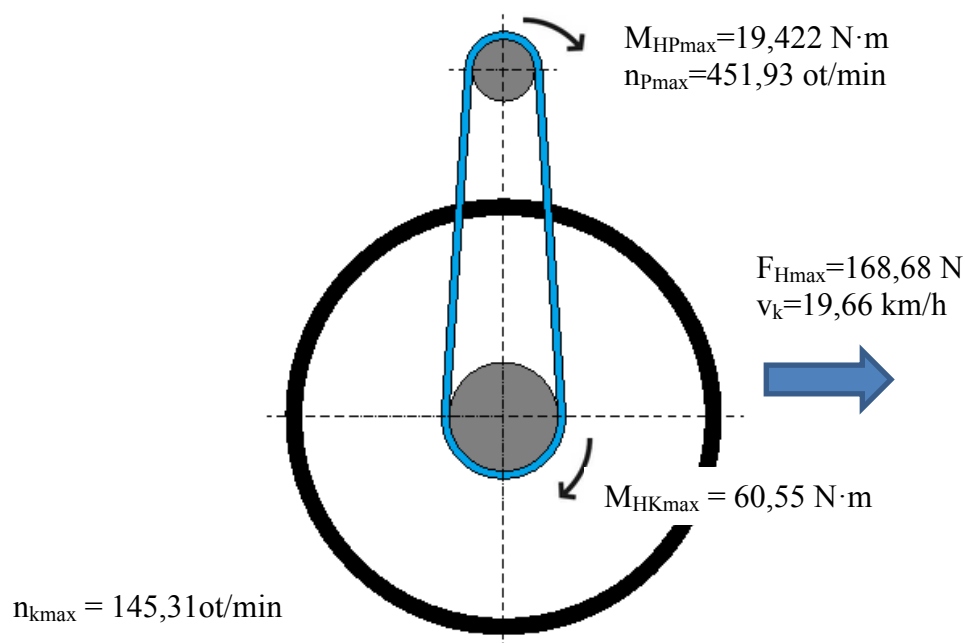
$$n_{Pmax} = \frac{n_M}{i_{spř}} = \frac{5500}{12,17} = 451,93 \text{ ot/min} \quad (40)$$

Otáčky na hnacím kole:

$$n_{Kmax} = \frac{n_{Pmax}}{i_{ř}} = \frac{451,93}{3,1} = 145,31 \text{ ot/min} \quad (41)$$

Rychlost kola:

$$v_k = n_{Kmax} \cdot o_k = \frac{145,31}{60} \cdot 2,255 = 5,46 \text{ m/s} \Rightarrow 19,66 \text{ km/h} \quad (42)$$



Obr. 20

Výpočet odporu působící na kolo:

$$F_{vb} = m \cdot g \cdot f_b = 142 \cdot 9,81 \cdot 0,03 = 41,79 \text{ N} \quad (43)$$

Výpočet síly působící proti pohybu kola:

$$F_{PP} = F_{Hmax} - F_{vb} = 168,68 - 41,79 = 126,9 \text{ N} \quad (44)$$

Výpočet úhlu stoupání:

$$\sin \alpha = \frac{F_{pp}}{G_{VT}} = \frac{126,9}{1393} = 0,091 \Rightarrow \alpha = 5,22^\circ \quad (45)$$

Při maximálním momentu motoru vyjede kolo rychlostí 19,66 km/h maximální úhel stoupání $5,22^\circ$. Tato hodnota odpovídá plně zatíženému kolu a bez pomocného šlapání.

9. Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout pomocný pohon pro jízdní kolo dle zadaných podmínek. V první části práce jsem zpracoval literární rešerži na různá jízdní kola s pomocným pohonem, které jsou vyráběny v hromadné výrobě, to jsou převážně elektrokola, a také na téměř kutilské úrovni.

Pro kolo jsem zvolil umístění motoru a dvoustupňové převodovky za sedadlem jezdce. Motor pohání dvoustupňovou redukční převodovku a ta pak přenáší krouticí moment na řetězový převod, který pohání zadní kolo. Celý pohon je dimenzován na maximální nosnost a možnost použití kola i na travnatém terénu, na kterém by kolo mělo dosahovat požadované rychlosti 25km/h. Tato rychlost je také maximální, kterou je možno dle vyhlášky jezdit na kole s pomocným pohonem. Dvoustupňová redukční převodovka s vysokým převodovým poměrem $i_{spř} = 12,1$, je navrhována tak, aby nám zajistila potřebný krouticí moment na výstupu, který je vysoký a zredukovala otáčky motoru. Návrh dvoustupňové převodovky jsem navrhoval programem Modul a GEOMETRIE, soukolí jsou kontrolovány zjednodušeným pevnostním výpočtem pomocí programu CSNw. Následně je navrhnut a zkontrolován řetězový převod, který přenáší krouticí moment z převodovky na hnací zadní kolo. Poté jsem navrhl průměry hřídelů a pera, která přenáší krouticí momenty v převodovce. Nakonec jsem vypočítal nejvyšší možný úhel stoupání, který je při maximálním krouticím momentu motoru, jízdním kolem vyjet bez asistenčního šlapání.

10. Literatura a Software

- [1] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008, ISBN 978–80–248–1860-3.
- [2] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [3] Kaláb K.: *Návrh čelního soukolí se šikmými zuby*. Vysokoškolská příručka. VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2010. www.347.vsb.cz
- [4] Kaláb K.: *Návrh a výpočet řetězového převodu*. Vysokoškolská příručka. VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2008. www.347.vsb.cz
- [5] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] Němček M.: *Program Modul - Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4, 5/2007*
- [8] Němček M.: *Program CSNw – ČSN 01 4686, verze 1.2, 10/2008*
- [9] Němček M.: *Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3, 2008*
- [10] Bike-net.cz. Bike-net.cz [online]. 2004-2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.bike-net.cz/detail/motorove-kolo-bodecek-panske-zelene/>
- [11] Raketoplan.cz. Raketoplan.cz [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.raketoplan.cz/obchod/moto-kolo/sachs-saxonette-835.php>
- [12] Kola-jakr.cz. Kola-jakr.cz [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.kola-jakr.cz/detail/motokolo-axon-honda-gx35-motorove-kolo-1/>

- [13] Extremcentrum.cz. *Extremcentrum.cz* [online]. 2009 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.extremcentrum.cz/products/elektrokolo-lectron-x-biker-r4-sport-dojezd-130km-novinka-2012/>
- [14] Elektrokola&Elektroskútry: Elektrokola a elektroskútry pro každého. *Http://elektrokola-elektroskutry.cz/* [online]. 2012 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://elektrokola-elektroskutry.cz/elektrokola-do-mesta-city-2011>
- [15] AGOGS ELECTRIC BIKES. *Http://www.agogs.cz/* [online]. 2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.agogs.cz/agogs-cityliner-easy>
- [16] Honda. *Http://www.hondastroje.cz/* [online]. 2009 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://www.hondastroje.cz/doc/Katalogovy-list_GX35.pdf
- [17] KOVOS. *Http://www.kovos-retezy.cz/* [online]. 2008-2013 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.kovos-retezy.cz/retezy-valeckove-jednorade.asp>
- [18] Honda Power Equipment. *Mini čtyřtátní motory Honda* [online]. 2012 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/motory/mini-ctyrtaktni/produkt/honda-gx-35.html>
- [19] *Http://jawarmaniak.wz.cz/. Volnoběžka k mopedu* [online]. 2007 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://jawarmaniak.wz.cz/technika/uss/volnobezka_1.html

11. Seznam příloh

Vázané přílohy

Označení	Název	
Příloha (A)	Zadání	$z_{p11} = 25$ $z_{p21} = 76$
Příloha (B)	Výsledná geometrie soukolí	$z_{p11} = 25$ $z_{p21} = 76$

Volné přílohy

Označení	Název	
Zim0016-SV01	Jízdní kolo s pohonem Honda	Výkres sestavy
Zim0016-VV01	Předlohový hřídel	Výrobní výkres

Příloha A

Geometrie druhého převodového soukolí

Zadání

Ozubený pastorek: $z_{p1}=25$

Ozubené kolo $z_{p2}=76$

Geometrický výpočet ozubení

Zadání | *Atýry ozubení* | *Identifikace* | ☒ **Vnější** | ☐ Vnitřní | ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	1.25	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	25	
Počet zubů kola	z_2	76	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	18	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	0.000000	
Korekce pastorku	x_1	0.270820	
Korekce kola	x_2	-0.270820	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	63.125000	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	20.000000	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

☐ β

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{ap1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{ap2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{p1}^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_{p2}^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fp1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{fp2}^*	0.3800	
Úhel profilu	α_p	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	34.42000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	96.82000	[mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA | ☒ DEC | ☐ DMS | | | |

Příloha B

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	j_n	[mm]		0.0000	
Počet zubů	z	[-]	25		76
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	25.000		76.000
Normální modul	m_n	[mm]		1.250	
Čelní modul	m_t	[mm]		1.250	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]		20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]		20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]		63.12500	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]		63.12500	
Jednotková korekce	x	[-]	0.27082	$\Sigma = 0$	-0.27082
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.33852		-0.33852
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	28.80205		91.19795
základní kružnice	d_b	[mm]	29.36539		89.27080
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	29.85028		92.23697
kr.začátku záběru	d_{fE}	[mm]	29.91327		92.76604
valivé kružnice	d_w	[mm]	31.25000		95.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	31.25000		95.00000
kr.srážecí hrany	d_{aE}	[mm]	---		---
hlavové kružnice	d_a	[mm]	34.42000		96.82000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---		2.73749
základní kružnici	s_b	[mm]	2.51432		2.94404
začátku evolventy	s_L	[mm]	2.49656		2.52287
valivé kružnici	s_w	[mm]	2.20992		1.71707
roztečné kružnici	s	[mm]	2.20992		1.71707
začátku sražení	s_{aE}	[mm]	---		---
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.79046		1.02900
Výška paty	h_f	[mm]	1.22398		1.90102
hlavy	h_a	[mm]	1.58500		0.91000
zubu	h	[mm]	2.80898		2.81102
Společná šířka kol	b	[mm]		18.000	
Délka evolventy	ev	[mm]	2.50037		2.42648
Měrný skluz na patě		[-]	-1.16346		-1.16401
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.53790		0.53778
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.576		0.189
Poměr b/ m_n	Ψ_m	[-]		14.400	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.66075	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		1.66075	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		18.00000	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		18.00000	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		36.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		3.92699	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		3.69016	
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	13.58481		32.46536
Počet měřených zubů	z_w	[-]	4		9
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	---		---
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	1.95141		1.51621
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.22987		0.63407
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	33.74002		98.20955
Průměr kuličky	d_t	[mm]	1.86647		2.37226
Poměrná výška hlavy profilu	h_a^*	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_f^*	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]		20.00000	